

# ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ПЛОСКОГО НОЖА ДООБРІЗУВАЧА ГИЧКИ АКТИВНОГО ТИПУ

Цьонь О.П., Сташків М.Я., Олексюк В.П., Цьонь Г.Б.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Україна

In the article analytically and experimentally investigated the stress-strain state of a flat knife of a sugar-beetle honeycomer trimmer. The residual lifetime of a flat knife is calculated when propagation in the transverse section of the fatigue crack of normal separation is distributed.

Важкі ґрунто-кліматичні умови та режими роботи, при яких працює бурякозбиральна техніка, спричиняють виникнення поломок механізмів, усунення яких потребує значних часових та матеріально-технічних затрат, що різко знижує техніко-експлуатаційні показники роботи машин. Спрацювання і вихід із ладу елементів привода робочих органів бурякозбиральної техніки відбувається за рахунок динамічних навантажень, які є небажаним явищем під час роботи машини.

Робочим органом дообрізувача залишків гички є плоский ніж. Процес взаємодії його з головками коренеплодів цукрових буряків під час виконання технологічного процесу характеризується, перш за все, суттєвою зміною швидкості руху ножа. При дослідженні технологічного процесу дообрізування залишків гички активним плоским ножом, необхідно є оцінка його напружено-деформованого стану (НДС) шляхом аналітичного та експериментального визначення максимальних напружень в поперечному перетині плоского ножа з метою прогнозування його довговічності.

Розрахункова схема геометричних характеристик перетину плоского ножа при дії згинальних моментів зображено на рис. 1.

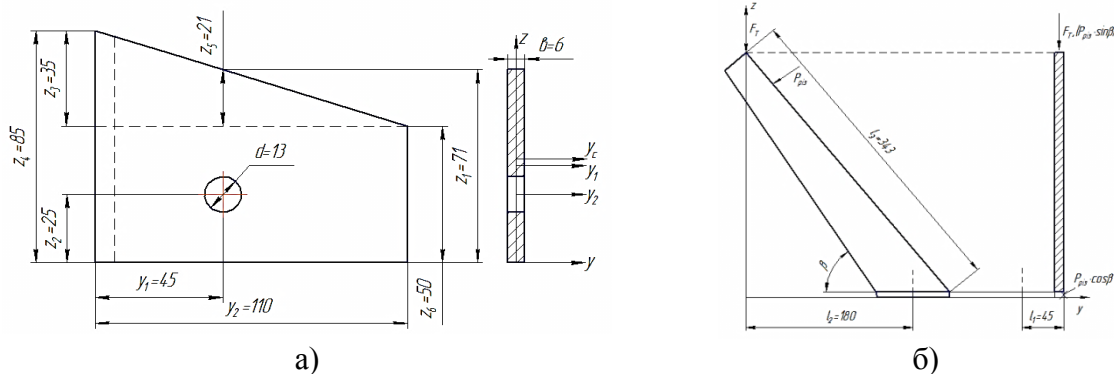


Рис. 1. Розрахункова схема плоского ножа

Координату центра ваги перетину (див. рис. 1) визначаємо за формулою

$$z_c = \frac{\sum S_z}{\sum F} = \frac{F_1 z_1 - F_2 z_2}{F_1 - F_2}, \quad (1)$$

де  $F_1$  і  $F_2$  – площі першої та другої фігури, мм<sup>2</sup>;

$z_1$  і  $z_2$  – відповідні відстані, мм.

Осьовий момент інерції навантаженого перетину ножа у вертикальній площині визначаємо за формулою

$$I_z = \frac{z_1 b^3}{12} - \frac{db^3}{12}, \quad (2)$$

де  $b$  – товщина перетину, мм.

Осьовий момент інерції у горизонтальній площині визначаємо за залежністю

$$I_y = \frac{bz_1^3}{12} + F_1(z_c - z_1')^2 - \left[ \frac{d^3 b}{12} + F_2(z_c - z_2)^2 \right]. \quad (3)$$

Осьові моменти опору у горизонтальній та вертикальній площинах визначаються:

$$W_z = \frac{I_z}{d/2}, \quad W_y = \frac{I_y}{z_c}. \quad (4)$$

Розглянемо напружений стан активного плоского ножа. Згинальний момент, що виникає від дії сили тертя  $F_T$  розкладемо на момент  $M_z$ , що діє у вертикальній та момент  $M_y$  – у горизонтальній площинах (рис. 1). Визначаємо їх за формулами:

$$\begin{aligned} M_z &= F_T l_1, \\ M_y &= F_T l_2. \end{aligned} \quad (5)$$

Від дії сили різання  $P_{piz}$  виникає згинальний моменти  $M$ , який розкладаємо на три складові, дві з яких діють у горизонтальній площині ( $M_{y_1}$  та  $M_{y_2}$ ) та одна – у вертикальній площині ( $M_{z_1}$ ) (рис. 1). Визначаються за формулами

$$\begin{aligned} M_{y_1} &= P_{piz} \cdot l_3, \\ M_{y_2} &= (P_{piz} \cdot \cos \beta) \cdot l_1, \\ M_{z_1} &= (P_{piz} \cdot \sin \beta) \cdot l_1. \end{aligned} \quad (6)$$

Статичний розрахунок напружено-деформованого стану активного плоского ножа, що виготовляється із сталі 25, проводимо з врахуванням динамічних навантажень, які виникають при реальних умовах виконання технологічного процесу видалення залишків гички з метою прогнозування його роботоздатності. Для досліджуваного робочого органу дотичні напруження металоконструкції є незначні, тому з врахуванням коефіцієнта динамічності  $k=2,1$  максимальні нормальні напруження  $\sigma_{max}$ , які виникають у місцях кріплення активного плоского ножа до блоку привода під час приведення його в рух, дорівнюють сумі всіх напружень, що діють у горизонтальній та вертикальній площинах від максимальних значень сил  $P_{piz}$  та  $F_T$ ,  $\sigma_{max} = 72,03 \text{ МПа}$  [1].

Програмне забезпечення для дослідження міцності активних ножів дообрізувачів гички базується на застосуванні методу кінцевих елементів за попередньо створеною об'ємною моделлю. Комп'ютерне моделювання дозволяє отримати інформацію про НДС об'єкту, а саме:

- ізограму напружень об'ємної моделі;
- загальну деформацію тривимірної моделі;
- розподіл напружень у довільному перерізі.

Для визначення ділянок дії максимальних напружень на кріпленні плоского ножа до блоку привода, його НДС, а також для підтвердження отриманих результатів при теоретичних дослідженнях виконана побудова тривимірної твердотільної моделі плоского ножа дообрізувача гички (рис. 2) [2].

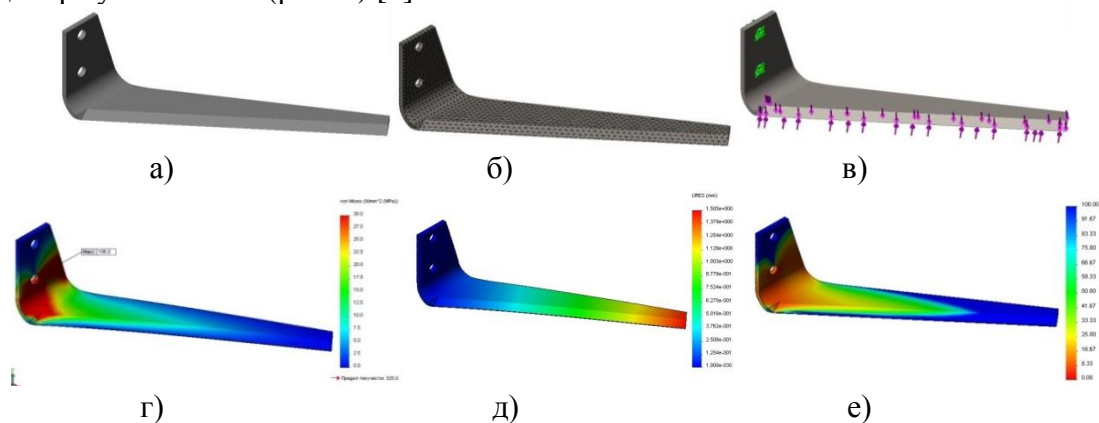


Рис. 2. Твердотільна модель плоского ножа:

а) твердотільна модель; б) сітка кінцевих елементів; в) схема закріплення та навантаження; г) напруження; д) переміщення; е) запас міцності

Для перевірки результатів теоретичного аналізу НДС плоского активного ножа дообрізувача гички, отриманих за допомогою комп'ютерного моделювання, проведено натурні випробування для встановлення відповідності отриманих даних реальним умовам експлуатації [3].

Згідно методик проведення тензонометричних вимірювань, перед початком проведення тензонометрування з використанням аналітичного розрахунку визначаємо ділянки дії максимальних напружень в конструкції та у відповідних перетинах наклеюємо тензодатчики.

З врахуванням комп'ютерного розрахунку тривимірної моделі плоского ножа дообрізувача гички та результатів аналітичного обґрунтування напружень, що виникають на ньому під час приведення його у рух, при проведенні експериментальних досліджень тензорезистори були наклеєні у місцях кріплення ножа до блоку привода, де спостерігаються максимальні деформації (рис. 3).



Рис. 3. Експериментальне дослідження НДС плоского ножа

Значення напружень  $\sigma$ , які виникають на активному плоскому ножі в місцях кріплення його до блоку привода при виконанні технологічного процесу дообрізування залишків гички з головок коренеплодів, отримані в результаті проведення експериментальних досліджень з використанням лабораторного стенду та тензонометричного обладнання, подано в табл. 1.

Таблиця 1

Результати експериментального та теоретичного значення напружень  $\sigma$

№ датчика	Напруження, $\sigma$ , МПа		
	Середньомаксимальні	Максимальні	Теоретичні
Датчик 1	42,8	69,3	72,03
Датчик 2	58,2	78,5	

Аналізуючи значення напружень поданих у табл. 1 встановлено, що розбіжності між величинами отриманими з використанням аналітичних залежностей та при проведенні експериментальних досліджень знаходяться в допустимих межах (не більше 3%), що дає змогу стверджувати про правильність запису математичних формул для визначення НДС активного плоского ножа при виконанні ним технологічного процесу дообрізування головок.

Найбільш небезпечним перетином є місце переходу від леза до основи ножа. Тріщина виникає у місці переходу (фаски) від ріжучої кромки до тіла ножа.

Для розрахунку залишкового ресурсу ножа з тріщиною вважаємо, що тріщина розвивається у смугі скінченної довжини з розмірами 110×6 мм (див. рис. 1) під дією нормальних напружень розтягу. Напружено - деформований стан у вершині тріщини при

цьому визначається коефіцієнтом інтенсивності напружень (КІН) нормального відриву  $K_I$ . При цьому вважаємо, що:

- тріщина розвивається у плоскій частині ножа і не поширюється на криволінійну поверхню переходу від леза ножа до його основи;
- тріщина розвивається строго у поперечному перетині леза ножа;
- початкова довжина тріщини  $a_0$  рівна ширині заточки леза ножа;
- впливом дотичних напружень на розвиток тріщини нехтуємо (вважаємо, що реалізується механізм чистого згину);
- зміною властивостей матеріалу в результаті його пластичного деформування, механічної та термічної обробки нехтуємо.

Вираз для визначення КІН нормального відриву  $K_I$  для випадку поширення поперечної краєвої тріщини у смузі скінченної довжини при чистому згині [3]:

$$K_I = \frac{6M}{t \cdot W^2} \sqrt{\pi \cdot a} \cdot F_I(\alpha);$$

$$F_I(\alpha) = 1.122 - 1.40\alpha + 7.33\alpha^2 - 13.08\alpha^3 + 14.0\alpha^4; \quad (7)$$

$$\alpha = a/W \leq 0.6$$

де  $t$  та  $W$  – товщина та ширина смуги, відповідно, м;

$a$  – довжина тріщини, м.

Ресурс роботи конструкції, у загальному випадку, визначається залежністю [4, 5]:

$$\tau = \frac{N_p}{\omega}, \quad (8)$$

де  $\omega$  – середня частота навантаження ножа при обрізуванні гички,  $\text{с}^{-1}$ ;

$N_p$  – кількість циклів навантаження при поширенні тріщини, яку можна визначити із рівняння Періса-Ердогана, що описує швидкість росту тріщини:

$$\frac{da}{dN} = C (\Delta K_I)^n, \quad (9)$$

де  $C$  і  $n$  – експериментально визначені характеристики матеріалу;

$\Delta K_I = K_{\max} - K_{\min}$  – розмах КІН.

За залежностями (7) – (9) та методикою [6] розраховано залишковий ресурс роботи плоского ножа дообрізувача гички активного типу за наступних параметрів: початковий розмір тріщини  $a_0 = 5$  мм; напруження  $\sigma = 72$  МПа; частота навантаження ножа  $\omega \approx 2 \text{ с}^{-1}$ ; параметри тріщиностійкості  $n = 3$ ,  $C = 9,5 \cdot 10^{-12} \text{ м/цикл} \cdot (\text{МПа}\sqrt{\text{м}})^n$ .

Графічне зображення залежності КІН та залишкового ресурсу роботи  $\tau$  плоского ножа від довжини тріщини  $a$  показано на рис. 4.

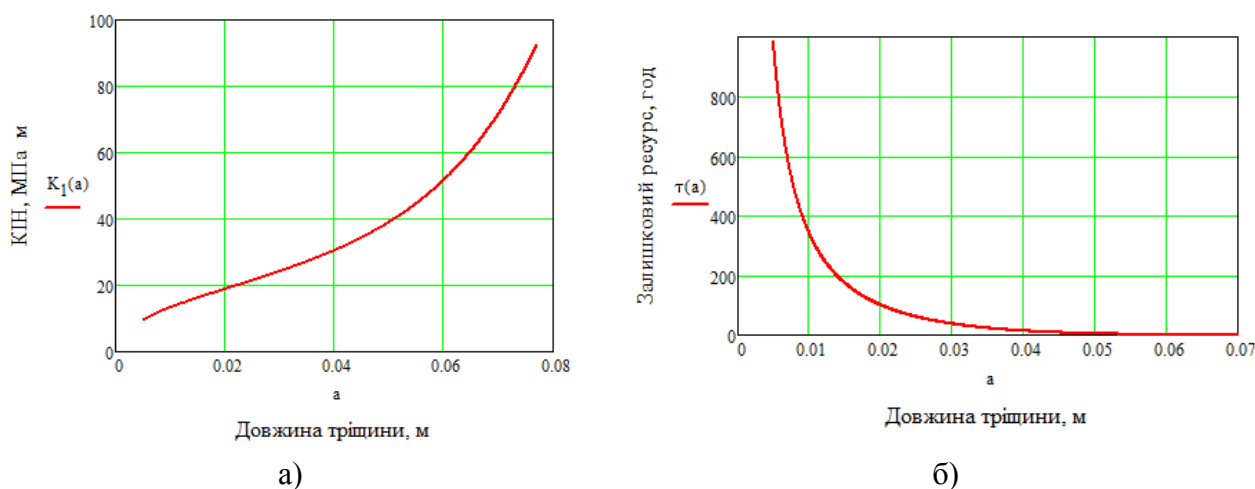


Рис. 4. Результати дослідження залишкового ресурсу роботи плоского ножа

З рис. 5 бачимо, що розрахований ресурс бездефектного плоского ножа становить майже 1000 год, що при сезонному напрацюванні машин для обрізування гички цукрових буряків  $\approx 300$  год. становить близько 3 років. Але в реальних умовах експлуатації, за наявності технологічних дефектів та концентраторів напружень, у перетинах елементів виникають дефекти втоми, що суттєво знижують довговічність елементів. Залишковий ресурс плоского ножа з тріщиною можна оцінити за графіком на рис. 5,б, що дозволить зменшити ймовірність виходу з ладу дообрізувачів гички при виконанні агротехнологічного процесу збирання коренеплодів.

#### Література

1. Цьонь О.П. Дослідження напружено-деформованого стану активного робочого органу дообрізувача залишків гички / Цьонь О.П., Довбуш А.Д., Рубінець Н.А. // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник «Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин». – Вип. 45. – Ч. II. – Кіровоград: КНТУ, 2015 – С. 115-119.
2. Цьонь О.П. Обґрунтування вибору обладнання для проведення експериментальних досліджень активних плоских ножів / О.П. Цьонь, М.Я. Сташків, Г.Б. Цьонь // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. - Випуск 145 «Технічний сервіс машин для рослинництва». – Харків: Апостроф, 2014. – с. 100-104.
3. Справочник по коэффициентам интенсивности напряжений: В 2-х томах. Т.1 / Под ред. Ю. Мураками. – М.: Мир, 1990. – 448 с.
4. Popovich P.V. Influence of Operating Media on the Fatigue Fracture of Steels for Elements of Agricultural Machines / R. A. Barna, P. V. Popovich // Materials Science . – 2014.– Vol. 50, 3. – pp. 377-380.
5. Popovych. P. V. Influence of organic operation environment on corrosion properties of metal structure materials of vehicles/ Popovych P.V., Lyashuk O.L., Shevchuk O.S., Tson O.P., Bortnyk I. M., Poberezhna L.Ya.// INMATEH - Agricultural Engineering . 2017, Vol. 52, Issue 2, pp.113-119.
6. Оцінка міцності та довговічності елементів машин за критеріями механіки втомного руйнування / Т.І. Рибак, М.І. Підгурський, М.Я.Сташків // Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Обладнання і технології сучасного машинобудування». – Тернопіль: ТНТУ, 2017. – С.147-148.